

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ**

В Е С Т Н И К
ЛУГАНСКОГО
НАЦИОНАЛЬНОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

**№ 4 (6)
ЧАСТЬ 2
2017**

**I МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
ИНТЕРНЕТ-КОНФЕРЕНЦИЯ
"АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ ТЕКУЧИХ СРЕД",
ПРИУРОЧЕННОЙ К 60-ЛЕТИЮ ОБРАЗОВАНИЯ
КАФЕДРЫ «ГИДРОГАЗОДИНАМИКА»**

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

Луганск 2017

ВЕСТНИК

ЛУГАНСКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО
УНИВЕРСИТЕТА
ИМЕНИ ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

№ 4(6) Ч.2 2017

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
ОСНОВАН В 2015 ГОДУ

ВХОДИТ В БАЗУ

РИНЦ

ОСНОВАТЕЛЬ

**Луганский национальный университет
имени Владимира Даля**

Журнал зарегистрирован в Министерстве
информации, печати и массовых коммуникаций

Серия № ПИ 000108 от 08 июня 2017 г.

Свидетельство о государственной регистрации
Издателя, изготовителя и распространителя
средства массовой информации

МИ-СРГ ИД 000003 от 20 ноября 2015г.

VESTNIK

LUGANSK VLADIMIR DAHL
NATIONAL UNIVERSITY

№ 4(6) P.2 2017

THE SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 2015

INCLUDED INTO THE BASE OF
RISC

Founder

**Lugansk Vladimir Dahl
National University**

Journal is registered by the Ministry of Information,
Publishing and Mass Communications

Series № PI 000108 of June, 08 2017

State Registration Certificate of Publisher,
Producer and Distributor of means of mass
information

MI-SRG ID 000003 of November, 20 2015

В журнале публикуются результаты диссертационных работ на соискание ученой степени доктора и кандидата технических, гуманитарных, экономических, общественных, юридических, педагогических, исторических, химических и физико-математических наук.

ISSN 2522-4905

Главная редакционная коллегия :

Свиридова Н.Д., докт. экон. наук, (главный редактор),
Корсунов К.А., докт. техн. наук, (зам. главн. редактора),
Витренко В.А., докт. техн. наук (зам. главн. редактора),
Ber R., dr hab,
Авершин А.А., канд. техн. наук,
Андрійчук Н.Д., докт. техн. наук,
Артемченко В.А., докт. экон. наук,
Атоян А.И., докт. филос. наук,
Белых А.С., докт. пед. наук,
Болдырев К.А., докт. экон. наук,
Будиков Л.Я., докт. техн. наук,
Гедрович А.И., докт. ист. наук,
Губачева Л.А., докт. техн. наук,
Гутько Ю.И., докт. техн. наук,
Дейнека И.Г., докт. техн. наук,
Дрозд Г.Я., докт. техн. наук,
Евдокимов Н.А., докт. ист. наук,
Ерошин С.С., докт. техн. наук,
Захарчук А.С., докт. техн. наук,
Замота Т.Н., докт. техн. наук,
Исаев В.Д., докт. филос. наук,
Клименко А.С., докт. филол. наук,
Коваленко А.А., канд. техн. наук, проф.,
Кожемякин Г.Н., докт. техн. наук,
Коробецкий Ю.П., докт. техн. наук,
Кривоколыско С.Г., докт. хим. наук,
Крохмалева Е.Г., канд. пед. наук,
Куликов Ю.А., докт. техн. наук,

Лазор В.В., докт. юридич. наук,
Лазор Л.И., докт. юридич. наук,
Лустенко А.Ю., докт. филос. наук,
Ляпин В.П., докт. биол. наук,
Максимова Т.С., докт. экон. наук,
Максимов В.В., докт. экон. наук,
Мечетный Ю.Н., докт. мед. наук,
Мирошников В.В., докт. техн. наук,
Мортиков В.В., докт. экон. наук,
Нечаев Г.И., докт. техн. наук,
Панайотов К.К., канд. техн. наук,
Родионов А.В., докт. экон. наук,
Рябичева Л.А., докт. техн. наук,
Рябичев В.Д., докт. техн. наук,
Санжаров С.Н., докт. ист. наук,
Семин Д.А., докт. техн. наук,
Скляр П.П., докт. психол. наук,
Слащев В.А., канд. техн. наук, проф.,
Старченко В.Н., докт. техн. наук,
Тарарычкин И.А., докт. техн. наук,
Тисунова В.Н., докт. экон. наук,
Ульшин В.О., докт. техн. наук,
Утутов Н.Л., докт. техн. наук,
Фесенко Ю.П., докт. филол. наук,
Шамшина И.И., докт. юридич. наук,
Шелюто В.М., докт. филос. наук,
Яковенко В.В., докт. техн. наук

Ответственный за выпуск: Мальцев Я.И.

Рекомендовано в печать Ученым советом Луганского национального университета имени Владимира Даля (Протокол № 4 от 24.11.2017 г.)

Материалы номера печатаются на языке оригинала.

© **Луганский национальный университет имени Владимира Даля, 2017**

© **Lugansk Vladimir Dahl National University, 2017**

УДК 621.979-82

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ ПРЕССОВ С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.

REDUCTION ENERGY LOSSES DURING OPERATION OF PRESSES WITH PUMP-AND-ACCUMULATOR HYDRAULIC DRIVE

Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M.

Предложено для снижения потерь энергии при работе пресса с насосно-аккумуляторным гидроприводом при фиксированном давлении в гидроаккумуляторе использовать подключение гидроаккумулятора к напорной линии гидропривода через дросселирующий гидрораспределитель. Показано, что посредством гидропреобразователя, работающего как мультипликатор давления с автоматически изменяемым коэффициентом преобразования, возможна рекуперация потенциальной энергии упругих деформаций, накопленной к концу рабочего хода пресса в его металлоконструкциях и в рабочей жидкости. Для вертикального пресса посредством указанного гидропреобразователя при опускании подвижной траверсы возможна также рекуперация потенциальной энергии положения траверсы. Рассмотрена возможность использования гидропреобразователя, работающего как мультипликатор расхода и обеспечивающего получение необходимого расхода рабочей жидкости за счет энергии жидкости, вытесняемой из подъемных гидроцилиндров под действием силы тяжести поднятой траверсы, для наполнения рабочих гидроцилиндров вертикального гидравлического пресса при холостом ходе подвижной траверсы вниз.

Ключевые слова: насосно-аккумуляторный гидропривод пресса; гидропреобразователь; разгрузка рабочих гидроцилиндров от давления; опускание подвижной траверсы; наполнение рабочих гидроцилиндров во время холостого хода; рекуперация энергии.

Мощные гидравлические прессы усилием 10 МН и более широко используются в промышленности для производства и правки заготовок и готовых изделий из различных материалов.

В настоящее время наибольшее распространение имеют прессы с насосно-аккумуляторным гидроприводом. Во время выполнения операций с использованием рабочей жидкости высокого давления, поступающей из гидроаккумулятора, коэффициент полезного действия (КПД) такого гидропривода при типовом

его исполнении в значительной степени зависит от разности давления p_a в гидроаккумуляторе и давления $p_{гд}$ в напорной полости гидродвигателя, посредством которого выполняется текущая рабочая операция, и увеличивается при уменьшении этой разности (до определенного предела Δp) [1]. В связи с этим одним из путей снижения потерь энергии при работе насосно-аккумуляторного гидропривода является изменение давления p_a таким образом, чтобы разность $(p_a - p_{гд})$ была как можно меньше, но не меньше значения Δp .

Одно из известных технических решений, позволяющих изменять в процессе работы насосно-аккумуляторного гидропривода давление p_a в соответствии с изменениями давления $p_{гд}$ в напорной полости гидродвигателя, заключается в использовании в составе гидропривода двух или более секций гидроаккумуляторов с различными уровнями давления [2].

При небольшом требуемом маневровом объеме рабочей жидкости по отношению к номинальной вместимости пневмогидравлического аккумулятора возможно согласование давления p_a с давлением $p_{гд}$ в напорной полости гидродвигателя путем изменения степени заполнения аккумулятора рабочей жидкостью [2].

Известно также техническое решение, заключающееся в изменении давления газа в пневмогидравлическом аккумуляторе с помощью вспомогательных гидробаллонов, газовые полости которых соединены с газовой полостью аккумулятора, а в жидкостных полостях соответствующим образом изменяется количество жидкости [2].

При использовании всего лишь одного уровня давления p_a в жидкостной полости гидроаккумулятора потери энергии в процессе работы насосно-аккумуляторного гидропривода в определенной степени можно уменьшить, если в гидролинии, соединяющей жидкостную полость гидроаккумулятора с напорной гидролинией

привода, установить дросселирующий гидрораспределитель (рис. 1) и посредством его осуществлять тонкую регулировку расхода рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю, а грубую регулировку расхода осуществлять путем изменения количества насосов, от которых жидкость непосредственно подается к гидродвигателю. При таком исполнении гидропривода при поступлении рабочей жидкости к гидродвигателю от насосной установки или одновременно от гидроаккумулятора и от насосной установки давление в напорном канале насосной установки оказывается близким к давлению в напорной полости гидродвигателя [1].

По окончании рабочего хода подвижной траверсы гидравлического пресса жидкость в рабочих полостях рабочих гидроцилиндров и присоединенных к ним трубопроводах находится под высоким давлением, а металлоконструкции пресса (например, колонны) — в соответствующем напряженном состоянии. В силу упругих деформаций: напряженных металлоконструкций пресса, находящейся под высоким давлением жидкости и стенок каналов, в которые она заключена, — в перечисленных компонентах пресса к концу рабочего хода накапливается значительная потенциальная энергия $\mathcal{E}_{\text{пот}}$. В некоторых случаях энергия $\mathcal{E}_{\text{пот}}$ может быть соизмерима с полезной работой, произведенной прессом, и даже превышать ее. Согласно результатам расчетов, представленных в работе [3], величина этой энергии, например, для пресса силой 100 МН при давлении в конце рабочего хода, равном 31,5 МПа, составляет порядка 1200 кДж. При этом существенная часть (более половины) рассматриваемой энергии приходится на потенциальную энергию давления $\mathcal{E}_{\text{сж}}$ сжатой жидкости.

При существующем в настоящее время исполнении гидроприводов прессов энергия $\mathcal{E}_{\text{пот}}$ преобразуется в тепловую энергию в процессе разгрузки полостей рабочих гидроцилиндров от давления по окончании рабочего хода пресса и, в конечном итоге, теряется. Потери энергии $\mathcal{E}_{\text{пот}}$ на каждом рабочем цикле пресса приводят к снижению его КПД и осложняют решение проблемы поддержания требуемого температурного режима работы гидросистемы пресса.

На вертикальных гидравлических прессах холостой ход подвижной траверсы вниз («свободное опускание» траверсы) осуществляется преимущественно под действием силы тяжести самой траверсы и движущихся вместе с ней частей пресса (например, плунжеров рабочих гидроцилиндров и закрепленной на траверсе штамповой оснастки).

Скорость движения подвижной траверсы при ее холостом ходе вниз регулируется путем изменения площади проходного сечения сливного клапана подъемных гидроцилиндров (или другого дросселирующего гидроаппарата, установленного в

гидролинии, соединяющей подъемные гидроцилиндры с гидробаком).

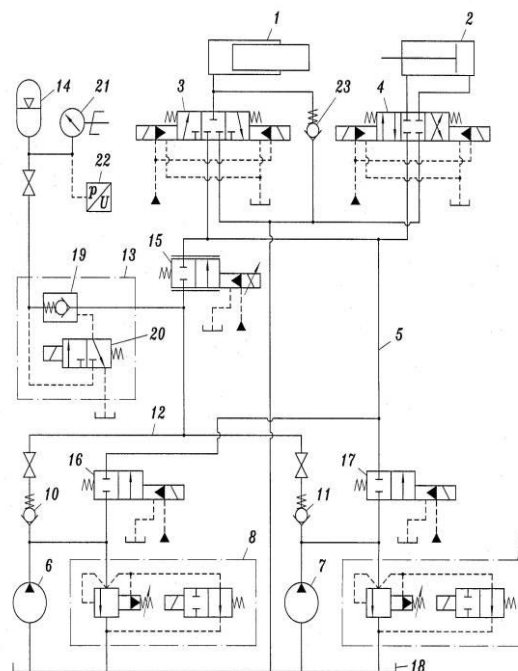


Рис. 1. Принципиальная схема насосно-аккумуляторного гидропривода с подключением гидроаккумулятора к напорной гидролинии привода через дросселирующий гидрораспределитель (патент RU № 2421637):

1, 2 — гидроцилиндры; 3, 4, 16, 17, 20 — направляющие гидрораспределители; 5 — напорная гидролиния; 6, 7 — насосы; 8, 9 — предохранительные клапаны; 10, 11, 23 — обратные клапаны; 12 — общий напорный коллектор насосов; 13 — автоматический запорный клапан; 14 — пневмогидравлический аккумулятор; 15 — дросселирующий гидрораспределитель; 18 — гидробак; 19 — гидрозамок; 21 — электроконтактный манометр; 22 — датчик давления

При отсутствии в составе гидропривода пресса уравнивающих гидроцилиндров вся потенциальная энергия подвижной траверсы пресса при ее холостом ходе вниз теряется, поскольку частично расходуется на совершение работы против сил трения в подвижных парах направляющих траверсы и ее гидроцилиндров привода, а в основном преобразуется в тепловую энергию жидкости, вытесняемой из подъемных гидроцилиндров (подъемных полостей рабочих гидроцилиндров) в гидробак гидросистемы через сливной клапан подъемных гидроцилиндров (или другой дросселирующий гидроаппарат, установленный в гидролинии, соединяющей подъемные гидроцилиндры с гидробаком, и используемый для регулирования скорости движения подвижной траверсы при ее холостом ходе вниз).

Вышеуказанных неоправданных потерь энергии в значительной степени можно избежать,

если использовать в составе насосно-аккумуляторного гидропривода пресса гидропреобразователь, работающий как мультипликатор давления с автоматически изменяемым коэффициентом преобразования [4].

На рис. 2 показана принципиальная гидравлическая схема вертикального прессы с таким гидропреобразователем.

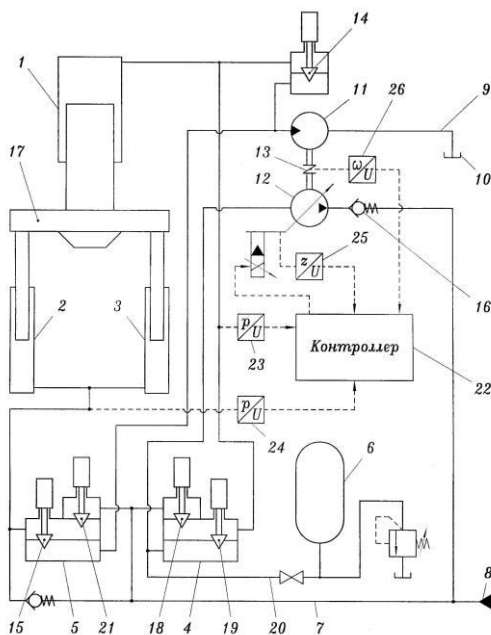


Рис. 2. Упрощенная принципиальная схема гидропривода подвижной траверсы вертикального пресса с гидропреобразователем (патент RU № 2515779):

1 — рабочий гидроцилиндр; 2, 3 — подъемные гидроцилиндры; 4 — гидрораспределитель рабочих гидроцилиндров; 5 — гидрораспределитель подъемных гидроцилиндров; 6 — бак наполнения; 7 — напорная гидролиния; 8 — насосно-аккумуляторная станция; 9 — сливная гидролиния; 10 — гидробак; 11 — гидромотор; 12 — насос; 13 — соединительная муфта; 14, 15, 18, 19, 21 — управляемые клапаны; 16 — обратный клапан; 17 — подвижная траверса; 20 — наполнительно-сливная гидролиния; 22 — контроллер; 23, 24 — датчики давления; 25 — датчик положения регулирующего органа насоса 12; 26 — датчик угловой скорости вращения валов гидромотора 11 и насоса 12

Гидропреобразователь состоит из объемных гидромотора 11 и насоса 12, валы которых соединены между собой посредством муфты 13.

При этом входной канал гидромотора 11 посредством управляемого двухлинейного двухпозиционного клапана 14 соединен с рабочей полостью рабочего гидроцилиндра 1 и посредством управляемого двухлинейного двухпозиционного клапана 15 — с рабочими полостями подъемных гидроцилиндров 2, 3, а его выходной канал — со сливной гидролинией 9. Входной канал насоса 12 гидравлически соединен с баком наполнения 6, а его выходной канал посредством обратного клапана 16 — с напорной гидролинией 7.

На рис. 2 в качестве примера показан случай, когда гидромотор 11 выполнен нерегулируемым, а насос 12 — регулируемым с пропорциональным электрическим управлением. Возможен вариант исполнения гидропреобразователя, когда насос 12 является нерегулируемым, а гидромотор 11 — регулируемым с пропорциональным электрическим управлением.

Электрический узел управления насоса 12 соединен с выходом входящего в состав системы управления пресса контроллера 22, входы которого соединены с выходами: датчика давления 23 в рабочей полости рабочего гидроцилиндра 1, датчика давления 24 в рабочих полостях подъемных гидроцилиндров 2, 3, датчика положения 25 регулирующего органа насоса 12 и датчика 26 угловой скорости вращения валов гидромотора и насоса.

Для осуществления работы гидропреобразователя в режиме мультипликатора давления при текущем значении давления $p_{гц}$ во входном канале гидромотора 11, которое при пренебрежении гидравлическими потерями равно давлению в рабочей полости рабочего гидроцилиндра 1, если открыто проходное сечение клапана 14, или давлению в рабочих полостях подъемных гидроцилиндров 2, 3, если открыто проходное сечение клапана 15, текущее значение $M_{гм}$ вращающего момента на валу гидромотора должно быть не меньше значения M_n вращающего момента, который требуется создать на валу насоса в тот же момент времени t с тем, чтобы обеспечить вращение валов обеих указанных гидромашин с определенной угловой скоростью ω , то есть должно выполняться условие:

$$M_{\text{ГМ}} \geq M_{\text{Н}} \text{ при } t=\text{idem} \quad (1)$$

где $M_{\text{ГМ}} = (p_{\text{ГЦ}} - p_{\text{СЛ}})q_{\text{ГМ}}\eta_{\text{ГМ}}/(2\pi)$; (2)

$$M_{\text{H}} = (p_{\text{пит}} - p_{\text{б.н}})q_{\text{H}} / (2\pi\eta_{\text{H}}). \quad (3)$$

$q_{гм}, \eta_{гм}$	текущие значения соответственно рабочего объема и гидромеханического КПД гидромотора 11;
$q_{н}, \eta_{н}$	текущие значения соответственно рабочего объема и гидромеханического КПД насоса 12;
$P_{пит}$	давление в напорной гидролинии 7;
$P_{б.н}$	давление в баке наполнения 6;
$P_{сл}$	давление в сливной гидролинии ($P_{сл} < P_{б.н}$).

Согласно выражениям (1), (2) и (3) в процессе работы гидропреобразователя в вышеуказанном режиме должно поддерживаться следующее соотношение между значениями рабочих объемов гидромотора и насоса путем изменения рабочего объема той из этих гидромашин, которая является регулируемой:

$$q_n \leq (p_{гн} - p_{сл}) q_{гн} \eta_{гн} \eta_n / (p_{пнт} - p_{б.н}). \quad (4)$$

Поскольку текущее значение давления в соответствующих гидроцилиндрах (рабочем 1 и подъемных 2, 3) пресса контролируется с помощью датчика давления, сигнал с выхода которого поступает на соответствующий вход контроллера, то в контроллере на основании соотношения (4) производится вычисление необходимого в данный момент времени для осуществления работы гидропреобразователя предельного значения рабочего объема регулируемой гидромашины (при котором упомянутое соотношение имеет вид равенства) и на основании зависимости рабочего объема этой гидромашины от положения (координаты) z ее регулирующего органа определяется требуемое значение координаты z_T .

Для того, чтобы регулирующий орган регулируемой машины занял положение с координатой z_T , на ее электрический узел управления необходимо подать электрический сигнал U вида

$$U = U_T + k_{ос.м} (z_T - z_{ф}) + k_{инт.м} \int_0^t (z_T - z_{ф}) dt, \quad (5)$$

где

U_T	электрический сигнал, необходимый для установки регулирующего органа регулируемой гидромашины в положение с координатой z_T в соответствии с экспериментальными данными в некоторой тестовой ситуации;
$z_{ф}$	текущее фактическое значение координаты регулирующего органа регулируемой гидромашины, контролируемое с помощью соответствующего датчика положения, сигнал с выхода которого поступает на соответствующий вход контроллера;
$k_{ос.м}$ $k_{инт.м}$	коэффициенты усиления;
t	время.

Однако, установка регулирующего органа регулируемой гидромашины в положение с координатой z_T не гарантирует желаемый ход протекания процесса преобразования (рекуперации) энергии посредством гидропреобразователя, поскольку вычисление значения z_T производится с использованием соотношения (4) при некоторых среднестатистических значениях КПД $\eta_{гн}$, η_n , которые в процессе работы гидромашин (гидромотора и насоса) изменяются в достаточно широких пределах.

В связи с этим управляющий электрический сигнал $U_{упр}$, подаваемый с выхода контроллера на электрический узел управления регулируемой гидромашины, в процессе рекуперации энергии формируется с учетом заданного ω_z и фактического $\omega_{ф}$ текущих значений угловой скорости ω вращения

валов гидромотора и насоса (с использованием отрицательной обратной связи по угловой скорости):

$$U_{упр} = U_T + k_{ос.м} (z_T - z_{ф}) + k_{инт.м} \int_0^t (z_T - z_{ф}) dt + k_{ос} (\omega_z - \omega_{ф}) + k_{инт} \int_0^t (\omega_z - \omega_{ф}) dt, \quad (6)$$

где $k_{ос}$, $k_{инт}$ - коэффициенты усиления.

При этом величина ω_z задается с помощью контроллера, а величина $\omega_{ф}$ контролируется с помощью датчика 26 угловой скорости, сигнал с выхода которого поступает на соответствующий вход контроллера.

В результате, процесс преобразования (рекуперации) энергии посредством гидропреобразователя происходит вне зависимости от значения давления в гидроцилиндрах пресса. Более того, благодаря использованию отрицательной обратной связи по угловой скорости вращения валов гидромотора и насоса, этот процесс протекает при заданной угловой скорости вращения валов гидромашин, что позволяет регулировать расход рабочей жидкости из гидроцилиндров. Потери энергии в данном случае являются минимальными и определяются, главным образом, лишь совершенством используемых стандартных гидромашин (гидромотора и насоса).

Энергия жидкости высокого давления, поданной насосом 12 в гидроаккумулятор насосно-аккумуляторной станции 8 при выполнении холостого хода вниз подвижной траверсы 17 и при разгрузке рабочего гидроцилиндра 1 от давления по окончании рабочего хода пресса, используется для совершения полезной работы при выполнении подъема и рабочего хода подвижной траверсы 17, в результате чего повышается КПД пресса.

Часть потенциальной энергии поднятой подвижной траверсы пресса при ее холостом ходе вниз может быть использована для обеспечения заполнения рабочих полостей рабочих гидроцилиндров жидкостью, если в качестве устройства наполнения применить гидропреобразователь, работающий как мультипликатор расхода и обеспечивающий получение необходимого расхода рабочей жидкости за счет энергии жидкости, вытесняемой из подъемных гидроцилиндров [5]. При этом необходимость в использовании в составе гидросистемы пресса бака наполнения (с соответствующим объемом рабочей жидкости) отпадает, что в целом ряде случаев упрощает компоновку гидросистемы пресса и снижает стоимость гидросистемы.

Вышеупомянутый гидропреобразователь может быть выполнен как поступательного, так и вращательного движения (рис. 3).

Основной характеристикой гидропреобразователя является коэффициент преобразования i , представляющий собой отношение большего характерного геометрического размера гидропреобразователя к меньшему ($i > 1$). При этом характерным геометрическим размером для поступательного гидропреобразователя является эффективная площадь поршня (плунжера), а для вращательного гидропреобразователя — характерный (или рабочий) объем гидромашины.

Для обеспечения качественного (без нарушения сплошности жидкости) заполнения полостей рабочих гидроцилиндров при холостом ходе подвижной траверсы пресса вниз со скоростью v_{xx} расход Q_{pc} рабочей жидкости, поступающей в указанные полости, должен составлять

$$Q_{pc} = A_{pc} v_{xx}, \quad (7)$$

где A_{pc} — суммарная эффективная площадь плунжеров рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса.

При движении подвижной траверсы пресса вниз со скоростью v_{xx} расход $Q_{пц}$ рабочей жидкости, вытесняемой из подъемных гидроцилиндров, равен

$$Q_{пц} = A_{пц} v_{xx}, \quad (8)$$

где $A_{пц}$ — суммарная эффективная площадь плунжеров подъемных гидроцилиндров подвижной траверсы пресса.

В идеальном случае без учета утечек и перетечек рабочей жидкости и ее сжимаемости с точки зрения решаемой задачи желательно, чтобы выполнялось условие:

$$Q_{pc} = i Q_{пц}. \quad (9)$$

Тогда с учетом выражений (7) и (8) коэффициент преобразования i гидропреобразователя должен составлять:

$$i = A_{pc} / A_{пц}. \quad (10)$$

Однако, соотношение (10) не является необходимым при выборе параметров гидропреобразователя, поскольку в связи с наличием допусков на характерные размеры рабочих и подъемных гидроцилиндров и гидропреобразователя, утечек и перетечек рабочей жидкости и ее сжимаемости проблематично обеспечить поступление в рабочие полости рабочих гидроцилиндров с выхода гидропреобразователя жидкости при ее расходе, строго равном значению,

требуемому согласно выражению (10) при текущей скорости v_{xx} холостого хода подвижной траверсы вниз.

Если расход жидкости в рабочие полости рабочих гидроцилиндров с выхода гидропреобразователя меньше значения, требуемого согласно выражению (7), что для идеализированного случая равносильно выполнению соотношения:

$$i < A_{pc} / A_{пц},$$

то для исключения нарушения сплошности жидкости в указанных полостях при холостом ходе подвижной траверсы вниз в них дополнительно должна подаваться жидкость при расходе $Q_{доп}$, равном в первом приближении

$$Q_{доп} = (A_{pc} - i A_{пц}) v_{xx}.$$

Более предпочтительным является вариант, когда расход жидкости в рабочие полости рабочих гидроцилиндров с выхода гидропреобразователя превышает значение, требуемое согласно выражению (7), что для идеализированного случая равносильно выполнению соотношения:

$$i > A_{pc} / A_{пц}.$$

В этом случае для опускания подвижной траверсы рабочие полости рабочих гидроцилиндров должны быть дополнительно соединены с питательным баком гидросистемы пресса, например, посредством клапана, который используется для разгрузки рабочих гидроцилиндров от повышенного давления по окончании рабочего хода. При этом в рабочих полостях рабочих гидроцилиндров в процессе холостого хода подвижной траверсы вниз (благодаря гарантированному сливу некоторого количества жидкости) возможно поддержание заданного давления p_{pc} , несколько превышающего атмосферное и достаточного для исключения выделения из жидкости растворенного воздуха в количестве, ощутимо снижающем модуль упругости газожидкостной смеси, которой фактически является рабочая жидкость.

Для выполнения гидропреобразователем функции устройства наполнения рабочих полостей рабочих гидроцилиндров во время холостого хода подвижной траверсы вниз должно обеспечиваться выполнение следующего силового соотношения при максимальном установленном значении $v_{xx \max}$ скорости v_{xx} :

$$[(R + A_{pc} p_{pc}) / A_{пц} - \Delta p_1] \eta_{гп} / i - \Delta p_2 = p_{pc}, \quad (11)$$

где

R	результатирующая сила, под действием которой происходит холостой ход подвижной траверсы вниз;
Δp_1	потери давления на участке от рабочих полостей подъемных гидроцилиндров до входной полости гидропреобразователя;
$\eta_{гп}$	гидромеханический КПД гидропреобразователя;
Δp_2	потери давления на участке от выходной полости гидропреобразователя до рабочих полостей рабочих гидроцилиндров.

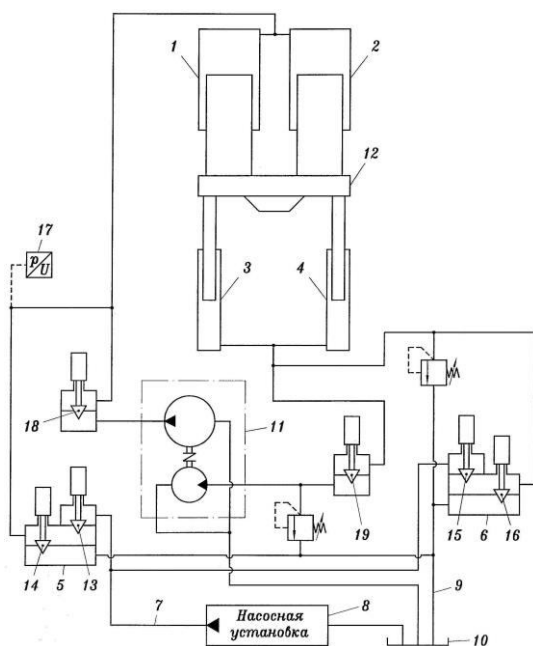


Рис. 3. Упрощенная принципиальная схема гидропривода подвижной траверсы вертикального пресса с гидропреобразователем вращательного движения (патент RU № 2598410):

1, 2 — рабочие гидроцилиндры; 3, 4 — подъемные гидроцилиндры; 5 — гидрораспределитель рабочих гидроцилиндров; 6 — гидрораспределитель подъемных гидроцилиндров; 7 — напорная гидролиния; 8 — насосная установка; 9 — сливная гидролиния; 10 — гидробак; 11 — гидропреобразователь; 12 — подвижная траверса; 13, 14, 15, 16, 18, 19 — управляемые клапаны; 17 — датчик давления

Согласно соотношению (11), чем меньше при прочих равных условиях потери давления Δp_1 и Δp_2 , тем больше значение коэффициента преобразования i гидропреобразователя, который может использоваться в системе наполнения пресса. Предельное максимальное значение $i_{пред}$ коэффициента преобразования i , соответствующее случаю $\Delta p_1 = \Delta p_2 = 0$, составляет:

$$i_{пред} = [(R + A_{рц} p_{рц}) / A_{пц}] \eta_{гп} / p_{рц}. \quad (12)$$

При выбранном значении коэффициента преобразования i на значения потерь давления Δp_1 и Δp_2 накладывается следующее ограничение:

$$\Delta p_2 + \Delta p_1 \eta_{гп} / i = R \eta_{гп} / (i A_{пц}) + [A_{рц} \eta_{гп} / (i A_{пц}) - 1] p_{рц}. \quad (13)$$

Поскольку при холостом ходе подвижной траверсы вниз на участке от выходной полости гидропреобразователя до рабочих полостей рабочих гидроцилиндров расход рабочей жидкости существенно превышает расход рабочей жидкости на участке от рабочих полостей подъемных гидроцилиндров до входной полости гидропреобразователя, то значение потерь давления Δp_2 целесообразно минимально ограничивать в рамках имеющихся возможностей.

Так как расходы жидкости на участках от рабочих полостей подъемных гидроцилиндров до входной полости гидропреобразователя и от выходной полости гидропреобразователя до рабочих полостей рабочих гидроцилиндров при холостом ходе подвижной траверсы вниз со скоростью $v_{хх\max}$ известны, то подбор проходных сечений труб и запорно-регулирующей гидроаппаратуры на указанных участках после определения значений Δp_1 и Δp_2 не составляет труда.

Выводы. 1. При эксплуатации насосно-аккумуляторного привода с фиксированным давлением в гидроаккумуляторе потери энергии могут быть уменьшены путем изменения исполнения гидропривода, а именно: при подключении гидроаккумулятора к напорной линии гидропривода через дросселирующий гидрораспределитель.

2. Применение в гидросистеме пресса с насосно-аккумуляторным приводом гидропреобразователя, работающего как мультипликатор давления с автоматически изменяемым коэффициентом преобразования, позволяет осуществить рекуперацию значительной части потенциальной энергии упругих деформаций при разгрузке рабочих гидроцилиндров от давления по окончании рабочего хода, а для вертикальных прессов также рекуперацию потенциальной энергии положения подвижной траверсы при ее опускании.

3. Применение в гидросистеме вертикального пресса гидропреобразователя, работающего как мультипликатор расхода, позволяет обеспечить качественное (без нарушения сплошности жидкости) заполнение рабочих полостей рабочих гидроцилиндров при холостом ходе подвижной траверсы вниз за счет потенциальной энергии поднятой траверсы и исключить необходимость в использовании в гидросистеме пресса бака наполнения.

Л и т е р а т у р а

1. Гойдо М.Е. Снижение потерь энергии при работе насосно-аккумуляторного гидропривода // Справочник. Инженерный журнал. — 2010. — № 10. — С. 45-49.

2. Кармацкий Ю.И., Коровин Е.А. Насосно-аккумуляторные станции. Конструкция и расчет. — М.: Машиностроение, 1965. — 344 с.

3. Добринский Н. С. Гидравлический привод прессов. М.: Машиностроение, 1975. 222 с.

4. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. Снижение потерь энергии при работе гидравлического пресса // Гидравлика. Пневматика. Приводы. — 2017. — № 1. — С. 10-11.

5. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. Об использовании потенциальной энергии поднятой траверсы вертикального пресса // Заготовительные производства в машиностроении. — 2016. — № 12. — С. 22-26.

**Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M.
REDUCTION ENERGY LOSSES DURING
OPERATION OF PRESSES WITH PUMP-AND-
ACCUMULATOR HYDRAULIC DRIVE**

It is suggested for reduction of energy loss during operation of presses with pump-and-accumulator hydraulic drive under constant hydraulic accumulator pressure to connect hydraulic accumulator with pressure line of hydraulic drive by means of throttling control valve.

It is shown, that, when working press with pump-and-accumulator hydraulic drive, by means of hydraulic transducer, operating as a pressure multiplier with an automatically variable conversion ratio, it is possible recovery of the potential energy of elastic strain, accumulated to the end of the working stroke of the press in its metal structures and in the working fluid. For vertical press by means the same hydraulic transducer at lowering the walking beam it is possible also recovery of the potential energy of the provisions of the beam.

It is considered the possibility of using of hydraulic transducer, which works as flow multiplier and provides the necessary working fluid flow due to fluid energy, supplanted from the lift cylinders under the gravity of raised beam, for filling of working cylinders of hydraulic vertical press during idling of walking beam down.

Key words: *pump-and-accumulator hydraulic drive of press; hydraulic transducer; discharge of working hydraulic cylinder from pressure; lowering the walking beam; filling the working cylinders during idling; energy recovery.*

Гойдо Максим Ефимович, к.т.н. доцент, главный инженер проектов ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: goido@cheltec.ru

Gojdo Maxim Efimovich, Ph.D. Associate Professor, Chief Project Engineer, LLC Ural Engineering Center, Russia, Chelyabinsk.

E-mail: goido@cheltec.ru

Бодров Валерий Владимирович, к.т.н., президент холдинга ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: vbodrov@cheltec.ru

Bodrov Valery Vladimirovich, Ph.D., President of the Holding LLC "Ural Engineering Center", Russia, Chelyabinsk.

E-mail: vbodrov@cheltec.ru

Багаутдинов Рамиль Мерсеитович, генеральный директор ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: бага@cheltec.ru

Bagautdinov Ramil Merseitovich, General Director of LLC "Ural Engineering Center", Russia, Chelyabinsk.

E-mail: бага@cheltec.ru

Рецензент: Сёмин Дмитрий Александрович, д. т. н., профессор кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Статья подана 20. 11. 2017